

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS ARARANGUÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS, TECNOLOGIAS E SAÚDE

Kelvin Guessi Domiciano

**UM MODELO TEÓRICO PARA OTIMIZAÇÃO DE ALETAS EM
LÂMPADA LED**

Araranguá
2018

Kelvin Guessi Domiciano

UM MODELO TEÓRICO PARA OTIMIZAÇÃO DE ALETAS EM LÂMPADA LED

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia de Energia do Departamento de Energia e Sustentabilidade do Centro de Ciências, Tecnologias e Saúde - Campus Araranguá da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Dutra.

Araranguá

2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Guessi Domiciano, Kelvin
UM MODELO TEÓRICO PARA OTIMIZAÇÃO DE ALETAS EM LÂMPADA
LED / Kelvin Guessi Domiciano ; orientador, Thiago Dutra,
2018.
44 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá,
Graduação em Engenharia de Energia, Araranguá, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia de Energia. 2. Lâmpada LED. 3. Dissipador
de Calor. 4. Otimização. I. Dutra, Thiago. II. Universidade
Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia de
Energia. III. Título.

KELVIN GUESSI DOMICIANO

UM MODELO TEÓRICO PARA OTIMIZAÇÃO DE ALETAS EM LÂMPADA LED

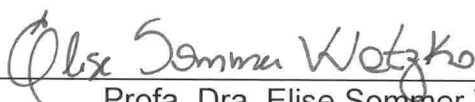
Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado à Universidade Federal de
Santa Catarina, como parte das
exigências para a obtenção do título de
Engenheiro(a) de Energia.

Araranguá, 30 de novembro de 2018.


BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Thiago Dutra (Orientador)
Universidade Federal de Santa Catarina



Profa. Dra. Elise Sommer Watzko
Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado aos meus queridos pais, parentes e amigos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço imensamente meus pais pela oportunidade e auxílio durante todos esses anos. Aos meus irmãos Renato e Cauã que sempre estiveram presentes. À minha família, particularmente a minha Vó Maria e Tia Dilma, na qual sempre me apoiaram e ao meu Tio Diorges, Leinha e Laura por me acolherem em sua casa e me auxiliarem no último semestre com estágio e finalização do Trabalho de Conclusão de Curso. Finalmente, aos meus amigos e colegas que me acompanharam desde o início de 2014 e também àqueles que encontrei durante a minha caminhada, principalmente aos envolvidos nestes últimos dois anos.

Ou escreves algo que valha a pena ler, ou fazes algo acerca do qual
valha a pena escrever.
(Benjamin Franklin, 1790)

RESUMO

Um dos maiores percentuais de gasto de energia nos consumidores residenciais e industriais é proveniente da iluminação. Atualmente, a tecnologia fluorescente é dominante nos estabelecimentos, porém, a lâmpada LED está avançando no mercado por ser extremamente atraente e competitiva. As vantagens dessa inovação é sua maior vida útil e melhor eficiência (lumens por watt). Contudo, uma das dificuldades ainda encontrada é a dissipação do calor gerado internamente (70% da energia é perdida na forma de calor), que consequentemente diminui sua eficiência e vida útil. Dessa forma, para facilitar a transferência de calor com o ambiente, utilizam-se dissipadores de calor (aletas). Nesse sentido, o presente trabalho propõe um modelo teórico para otimização de aletas junto à geometria de uma lâmpada LED. O objetivo da otimização é determinar a geometria de dissipador de mínimo volume capaz de garantir que a temperatura do LED permaneça abaixo de um valor especificado. O modelo foi desenvolvido no *software* MATLAB, a partir do acoplamento de um modelo analítico com um algoritmo de otimização. Um estudo em volumes finitos também foi realizado para verificação dos resultados do modelo analítico. O dissipador ótimo apresenta um volume de material de 34,5 cm³, distribuído em 23 aletas retangulares, com comprimento de 30 mm e espessura de 1 mm, instaladas em base radial.

Palavras-chave: Lâmpada LED. Dissipador de Calor. Otimização.

ABSTRACT

One of the highest percentages of energy expenditure in residential and industrial consumers comes from lighting. Currently, fluorescent technology is dominant in establishments; however, LED light is advancing in the market for being extremely attractive and competitive. The advantages of this innovation are its longer service life and better efficiency (lumens per watt). Nevertheless, one of the difficulties still encountered is the dissipation of the heat generated inside the LED (70% of the energy is lost in the form of heat), which consequently decreases its efficiency and useful life. In order to facilitate the heat transfer to the environment, heat sinks (fins) are used. In this sense, the present work proposes a theoretical model for optimization of fins next to the geometry of a LED lamp. The purpose of the optimization is to determine the minimum volume of the heat sink that can ensure that the LED temperature remains below a specified value. The model was developed in MATLAB software, by coupling an analytical model and an optimization algorithm. A finite volume study was also performed to verify the results of the analytical model. The optimum heat sink has a material volume of 34.5 cm^3 , which is distributed in 23 rectangular fins of 30 mm length and 1 mm thick, all installed in a radial base.

Keywords: LED Lamp. Heat Sink. Optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Lâmpada com dissipadores de calor radiais vertical e inclinada.....	18
Figura 2 - Geometria do dissipador de calor para lâmpada LED.....	21
Figura 3 – Esquema do circuito térmico com as resistências referente a geometria do dissipador de calor.	24
Figura 4 - Fluxograma da otimização do modelo analítico via Matlab.....	29
Figura 5 - Resultado do modelo em volumes finitos da lâmpada LED com a configuração ótima.	37
Figura 6 - Resultado da verificação do ponto de mínimo em volumes finitos (Simulação 2).	39
Figura 7 - Resultado da verificação do ponto de mínimo em volumes finitos (Simulação 3).	39

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultado do modelo analítico através da otimização via Matlab.	31
Tabela 2 - Análise do impacto da variação da espessura da aleta na solução ótima.	32
Tabela 3 - Análise do impacto da variação da temperatura da aleta inicial nos resultados da otimização.....	33
Tabela 4 - Análise de robustez da variação dos intervalos das variáveis de projeto.	33
Tabela 5 - Análise de robustez da variação dos valores iniciais das variáveis de projeto.	34
Tabela 6 - Análise da variação do coeficiente convectivo de transferência de calor alterando a geometria próximo ao ponto ótimo.	35
Tabela 7 - Análise da verificação do ponto de mínimo via Matlab com a variação da geometria.	36
Tabela 8 - Análise de confiabilidade dos resultados no CFD variando os parâmetros da geometria com volume de material constante.	38

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LED – *Light Emitting Diode* (Diodo emissor de luz)

CFD – *Computational Fluid Dynamics*

LISTA DE SÍMBOLOS

q''	Fluxo de calor (W/m^2)
h	Coeficiente de Transferência de Calor Convectivo ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
L	Altura da aleta (mm)
H	Comprimento da aleta (mm)
H_c	Comprimento característico da aleta (mm)
t	Espessura da aleta (mm)
V	Volume de material (cm^3)
D_o	Diâmetro externo do cilindro (mm)
D_i	Diâmetro interno do cilindro (mm)
N	Número de aletas (-)
θ_b	Diferença de temperatura entre a base e o ambiente ($^{\circ}\text{C}$)
T_b	Temperatura de base ($^{\circ}\text{C}$)
T_{∞}	Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$)
T_f	Temperatura de filme ($^{\circ}\text{C}$)
T_{aleta}	Temperatura da aleta ($^{\circ}\text{C}$)
Nu	Número de Nusselt (-)
Pr	Número de Prandtl (-)
Ra_L	Número de Rayleigh (-)
β_f	Coeficiente de expansão de volumétrica ($1/^{\circ}\text{C}$)
ν_f	Viscosidade cinemática (m^2/s)
μ_f	Viscosidade dinâmica ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)
α_f	Difusividade térmica (m^2/s)
c_p	Calor específico a pressão constante ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)
ρ	Massa específica (kg/m^3)
A_{tr}	Área transversal (m^2)
A_p	Área do perfil da aleta (m^2)
$A_{c,b}$	Área de base remanescente (m^2)
$A_{c,a}$	Área total de superfície das aletas (m^2)
P	Perímetro (m)
R_k	Resistência térmica de condução ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

R_c	Resistência térmica de convecção (°C/W)
R_{eq}	Resistencia equivalente (°C/W)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVO GERAL.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	19
3	METODOLOGIA.....	21
3.1	GEOMETRIA DO DISSIPADOR DE CALOR	21
3.2	MODELO ANALÍTICO	22
3.3	OTIMIZAÇÃO	27
3.4	MODELO EM VOLUMES FINITOS	29
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	31
4.1	RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO.....	31
4.1.1	Análise de robustez.....	33
4.1.2	Verificação do ponto de mínimo via Matlab	35
4.2	RESULTADOS DO MODELO EM VOLUME FINITOS	36
4.2.1	Análise refino de malha	37
4.2.2	Verificação do ponto de mínimo via volumes finitos	38
5	CONCLUSÃO.....	40
	REFERÊNCIAS	42

1 INTRODUÇÃO

A sigla LED, originou-se do inglês *Light Emitting Diode*, ou seja, diodo emissor de luz. A luz é emitida com um comprimento de onda específico após ser aplicada uma tensão na junção p-n dos semicondutores que o compõem (JANG; YU; LEE, 2012). O semicondutor é um material intermediário aos condutores e isolantes, pois consegue trabalhar nessas duas funções, dependendo da tensão aplicada. Pelo fato da energia dos elétrons ser diretamente convertida em energia luminosa na junção p-n, a lâmpada LED possui alta eficiência energética e longa vida útil (JANG; YU; LEE, 2012).

De acordo com HUANG (2017), cerca de 70% do consumo de energia elétrica de uma lâmpada LED é convertido em calor durante sua operação. Essa perda provoca um aumento na temperatura da junção p-n dos semicondutores, diminuindo a corrente permitida e, conseqüentemente a potência. Além disso, temperaturas acima da máxima suportável pelo material por um longo período de tempo faz com que ocorra redução da vida útil da lâmpada. Portanto, um projeto térmico para as lâmpadas LED é muito importante.

Por efeito do uso de materiais semicondutores, proporcionou-se à lâmpada LED diversas vantagens em relação às outras tecnologias, conseqüentemente avançando no mercado rapidamente. No entanto, o problema de dissipação de calor dificulta este crescimento, devido à redução de desempenho e vida útil caso o calor não seja dissipado adequadamente. Assim, para ser possível comercializar lâmpadas LED de alta potência, o problema com a dissipação de calor deve ser contornado com o uso de aletas. (HUANG; WANG, 2017).

Segundo JANG et al. (2014), a lâmpada LED consome 75% menos energia que uma lâmpada tradicional (incandescente ou fluorescente). Além disso, as lâmpadas LED possuem vida útil maior que as lâmpadas tradicionais (NARENDHAN; GU, 2005). Por serem mais eficientes, essa tecnologia está entrando no mercado e substituindo as lâmpadas convencionais (PARK et al., 2016). As lâmpadas LED denominadas *downlights*, normalmente utilizadas em interiores e embutidas no teto, são dotadas de aletas para remoção do calor por convecção natural. Porém, o desempenho térmico dessas lâmpadas é inferior ao de lâmpadas LED dotadas de sistema de ventilação. Mesmo assim, as lâmpadas resfriadas por convecção natural

são desejáveis em muitas aplicações, pelo baixo consumo de energia e pela ausência de ruído acústico. Portanto, necessita-se de estudos para melhorar o desempenho dos dissipadores de calor de lâmpadas LED. (COSTA; LOPES apud PARK; LEE, 2017).

1.1 OBJETIVO GERAL

As aletas devem ser projetadas para remover o calor do LED, impedindo que sua temperatura de operação ultrapasse um valor máximo especificado. Por outro lado, o custo é geralmente um aspecto muito importante em projetos de engenharia. Portanto, deve-se obter uma solução de gerenciamento térmico de mínimo custo e que garanta operação adequada da lâmpada.

Diante do exposto, o objetivo geral deste trabalho é desenvolver um modelo matemático para otimização de um dissipador de calor, visando o gerenciamento térmico de uma lâmpada LED. O modelo de simulação fornecerá como resposta a configuração de aletas, dada pela combinação entre comprimento x espessura x número de aletas, que confira o mínimo volume de material e que evite que a temperatura de operação da lâmpada supere um valor especificado.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados os principais trabalhos da literatura relacionados ao uso de aletas para gerenciamento térmico de lâmpadas LED.

O trabalho proposto por Ahmed et al. (2018) contempla o uso de superfícies estendidas (aletas) para a refrigeração de dispositivos eletrônicos, por possuir baixo custo e simples fabricação. O estudo apresenta uma revisão sobre métodos utilizados na otimização de geometrias de dissipador de calor, objetivando resumir as investigações realizadas até o presente sobre a performance térmica, limitações e problemas ainda não resolvidos envolvendo aletas. A partir dessas revisões, os autores concluíram que o ângulo de inclinação, a orientação e o número de Rayleigh são importantes para a troca de calor das aletas com o ambiente. Além disso, aplicando uma força externa no escoamento, aumenta-se o calor removido. Ademais, variando a geometria do dissipador de calor altera-se a performance térmica. E por último, aletas com superfície porosa e/ou perfuradas apresentam uma melhor transferência de calor.

Experimentos e simulações numéricas foram realizados por Shen et al. (2014) para analisar o efeito da orientação (45° , 135° , 225° e 315°) do escoamento na transferência de calor por aletas de seção retangular sob convecção natural. Realizou-se o estudo através de um aquecimento por uma resistência variável, na qual gerou 12, 24 e 35 W de potência em configurações de 7, 11, 16 e 20 aletas. Os autores encontraram um mesmo coeficiente de transferência de calor convectivo para o estudo em cada caso de potência e número de aletas. Ademais, constataram que a dissipação de calor possui uma melhor performance com orientação entre 0° a 135° e o pior caso 270° , na qual apresenta um aumento de excesso de temperatura de 40%.

Park et al. (2016) realizaram simulações numéricas para verificar a influência da configuração da geometria na dissipação de calor de uma lâmpada LED. Procedeu-se o trabalho com um dissipador de calor de base radial com aletas verticais intercaladas de comprimentos menores e maiores. O estudo foi conduzido através de um *software* CFD, considerando um escoamento laminar e estável e incluindo convecção natural e radiação. Com esses dados, os autores concluíram que o número

de aletas e a espessura das aletas são os parâmetros geométricos que mais afetam na dissipação de calor.

Jang et al. (2014) investigou o efeito da orientação de um dissipador de calor em uma lâmpada de bulbo LED cilíndrica, conforme Figura 1. A mesma configuração que será utilizada neste estudo. O modelo numérico leva em consideração a convecção natural e radiação de calor. Este foi validado experimentalmente por sete configurações, variando o ângulo de 0° a 90° . O efeito da orientação nas aletas foi avaliado analisando a característica do escoamento e coeficiente de arrasto. Além disso, examinou-se a influência dos parâmetros geométricos do dissipador de calor. Assim, Jang et al. (2014) propôs uma correlação empírica a fim de calcular o número de Nusselt de aletas planas com base cilíndrica com dependência dos parâmetros da geometria, ângulo de inclinação e fluxo de calor.

Ainda, Jang et al. (2014) explica que o ângulo de inclinação dessas lâmpadas LED varia de acordo com a aplicação, afetando significativamente o desempenho do resfriamento a partir dos dissipadores de calor radiais utilizado.

Figura 1 - Lâmpada com dissipadores de calor radiais vertical e inclinada.



Fonte: Jang et al. (2014).

Jang, Yu e Lee (2012) realizaram um experimento com dissipador de calor acoplados com lâmpada LED em contato com o exterior. Concluíram que para produtos de LED de alta potência, a perda de calor por dissipação é muito alta, necessitando de um resfriamento adequado. Segundo os autores, dissipadores de calor radiais conferem um melhor desempenho térmico, consequentemente aumentando a qualidade das lâmpadas LED.

O estudo realizado por An, Kim e Kim (2012) propõe uma correlação empírica para estimar o número de Nusselt, considerando troca de calor por convecção natural para aletas de placas planas orientadas verticalmente. Os experimentos foram realizados em ambiente controlado para diversas configurações de geometria, alterando comprimento, espessura e quantidade de aletas. Cada configuração de aleta foi testada três vezes. Dessa maneira, alcançou-se um erro nos resultados de $\pm 20\%$. Essa correlação será utilizada neste trabalho com intuito de encontrar o coeficiente de transferência de calor.

Costa e Lopes (2014) estudaram o efeito da quantidade, espessura, comprimento e altura das aletas no desempenho da transferência de calor com o meio externo. Utilizaram a ferramenta CFD Ansys – CFX, com objetivo de alterar os parâmetros geométricos de um dissipador de calor de base radial com aletas planas de seção retangular, mantendo a temperatura crítica abaixo do limite para as lâmpadas LED. Os autores concluíram que a performance na troca de calor melhora com o aumento da quantidade e do comprimento das aletas e redução da espessura.

Kim (2012) realizou um estudo sobre a otimização de aletas de seção retangular verticais sob convecção natural com variação da espessura ao longo do escoamento do fluido. Após realizar formulações matemáticas para 12 casos com variações distintas na espessura, o autor concluiu que a resistência térmica foi reduzida em 10% em comparação com aletas de espessura uniforme, melhorando a performance térmica.

2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Com base nos artigos apresentados, percebe-se que há uma preocupação recente com a dissipação de calor em lâmpadas LED, e que o uso de aletas continua sendo uma das principais soluções de gerenciamento térmico. Nesse sentido, a principal contribuição do presente trabalho é o desenvolvimento de um modelo analítico para otimização de um dissipador de calor com mínimo volume de material, e capaz de manter a temperatura de operação em um limite estabelecido. Para atingir o objetivo principal, os seguintes objetivos específicos são traçados:

- Implementar um modelo analítico para um dissipador de calor acoplado em uma lâmpada LED;
- Acoplar o modelo analítico a um algoritmo de otimização;
- Verificar os resultados do modelo analítico, comparando-os com resultados de um modelo em volumes finitos;
- Verificar o ponto de mínimo da otimização via modelo analítico e volumes finitos;

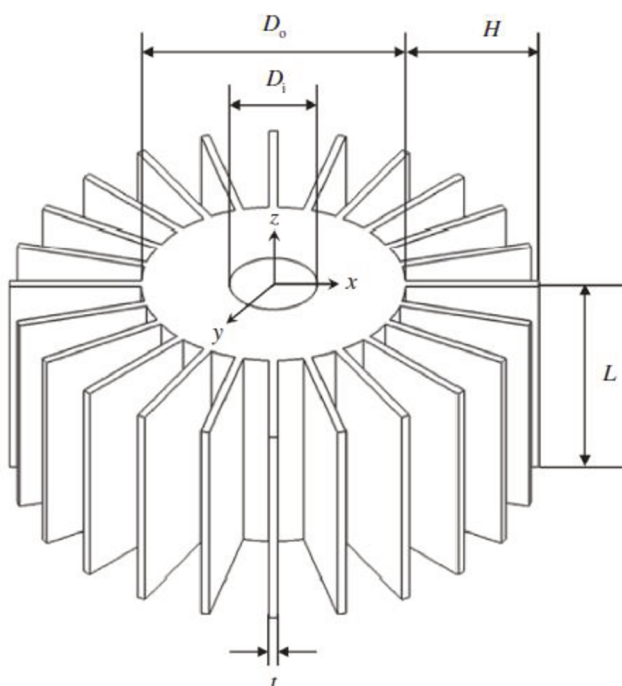
3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta o modelo analítico desenvolvido para otimização do dissipador de calor e uma breve descrição do modelo em volumes finitos, utilizado para verificação dos resultados.

3.1 GEOMETRIA DO DISSIPADOR DE CALOR

A geometria proposta neste trabalho para o dissipador de calor de uma lâmpada LED, consiste de um conjunto de aletas planas de seção retangular acoplada a um miolo de seção transversal anular. Essa geometria é a mesma analisada por Jang et al. (2014), mostrada na Figura 2.

Figura 2 - Geometria do dissipador de calor para lâmpada LED.



Fonte: JANG et al. (2014).

Selecionada a geometria, os diâmetros internos e externos, D_i e D_o , e a altura do anel, L , foram mantidos fixos e com valores iguais a 20 mm, 60 mm e 50 mm, respectivamente (JANG et al., 2014). A temperatura do ambiente foi estabelecida em 26°C e a temperatura da superfície interna do dissipador, de perímetro πD_i , foi prescrita em 61°C, que é o valor a partir do qual ocorre degradação da vida útil do

LED (COSTA e LOPES, 2014). Os demais parâmetros geométricos são variáveis de projeto do problema: comprimento de aletas (H), número de aletas (N) e espessura das aletas (t). O coeficiente de transferência de calor foi estimado a partir da correlação proposta por An, Kim e Kim (2012).

3.2 MODELO ANALÍTICO

O modelo de simulação visa minimizar o volume de material empregado no dissipador, garantindo que a temperatura de operação da lâmpada não ultrapasse 61°C. Logo, a função objetivo é o volume de material total das aletas, representado por:

$$V = \sqrt{(NLtH)^2} \quad (1)$$

sendo a expressão escrita de modo a evitar a ocorrência de volumes fisicamente inconsistentes (negativos).

A primeira restrição do problema surge da necessidade de retirar calor do sistema para o correto funcionamento da lâmpada LED, atendendo ao limite de temperatura que a mesma suporta. Seguindo o trabalho de Jang et al. (2014), considerou-se o fluxo de calor a ser removido igual a $q'' = 5000 \text{ W/m}^2$.

Realizando a análise das resistências térmicas de todos os componentes do dissipador, percebe-se que há condução de calor entre os diâmetros interno e externo da base da aleta e convecção entre um fluido refrigerante (ar) e a superfície externa do dissipador, dada pela combinação das áreas das aletas e da superfície de base remanescente. O mecanismo de radiação não foi considerado.

A resistência térmica de condução (R_k) através da parede cilíndrica é dada por:

$$R_k = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} \quad (2)$$

sendo k a condutividade térmica do material considerado. Neste trabalho, foi adotado alumínio, $k = 205 \text{ W/m.K}$ (INCROPERA et al., 2014).

A resistência térmica de convecção é obtida da associação em paralelo das resistências convectivas junto à área de base remanescente, $R_{c,b}$, e unido à área total de superfície das aletas, $R_{c,a}$, expressas respectivamente por:

$$R_{c,b} = \frac{1}{hA_b} \quad (3)$$

e

$$R_{c,a} = \frac{1}{\eta h A_a} \quad (4)$$

onde η é a eficiência da aleta e h é o coeficiente de transferência de calor por convecção. A eficiência de uma aleta plana de seção transversal retangular é determinada por (INCROPERA et al., 2014):

$$\eta = \frac{\tanh mH_c}{mH_c} \quad (5)$$

sendo H_c o comprimento corrigido da aleta, cuja interpretação física é adicionar um incremento no seu comprimento geométrico para compensar a suposição de aleta com fronteira adiabática (INCROPERA et al., 2014). Para uma aleta plana de seção retangular:

$$H_c = H + t/2 \quad (6)$$

e

$$mH_c = \left(\frac{2h}{kA_p}\right)^{1/2} H_c^{3/2} \quad (7)$$

em que a área do perfil da aleta é:

$$A_p = H_c t \quad (8)$$

As áreas A_b e A_a são calculadas da seguinte maneira:

$$A_b = \pi D_o L - N L t \quad (9)$$

$$A_a = 2 H_c L N \quad (10)$$

Um esquema do circuito térmico do problema é apresentado na Figura 3. A resistência equivalente pode ser calculada como:

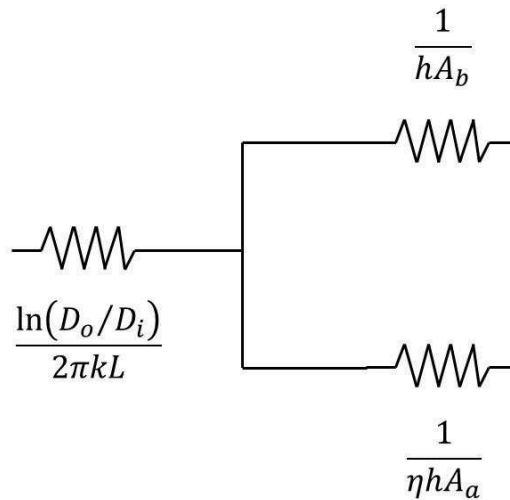
$$R_{eq} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta h 2 H_c L N + h(\pi D_o L - N t L)} \quad (11)$$

logo, a equação do circuito térmico, que é uma restrição a ser atendida no problema de otimização, pode ser escrita da seguinte forma:

$$q'' \pi D_i L = \frac{T_{s,i} - T_\infty}{\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta h 2 H_c L N + h(\pi D_o L - N t L)}} \quad (12)$$

onde $T_{s,i}$ e T_∞ representam a temperatura da superfície interna do dissipador (cujo perímetro é $\pi D_i L$) e a temperatura ambiente, respectivamente.

Figura 3 – Esquema do circuito térmico com as resistências referente a geometria do dissipador de calor.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A segunda restrição do problema decorre de uma limitação física e define que a área total de base das aletas deve ser, no máximo, igual à área primitiva (área de base sem aletas), ou seja:

$$Nt \leq \pi D_o \quad (13)$$

De acordo com a restrição térmica, dada pela Equação (12), o fluxo de calor a ser removido pelo dissipador de calor tem influência da resistência térmica de convecção. Essa relação depende fortemente do coeficiente de transferência de calor por convecção (h), que foi estimado a partir da correlação empírica de An, Kim e Kim (2012) para aletas planas de seção retangular orientadas na vertical:

$$Nu_L = \frac{1}{1 + C_1 x^{-C_2}} \left(0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}} \right)^{\frac{4}{9}}} \right) \quad (14)$$

onde,

$$x = \frac{\pi \left(\frac{D_o + H}{N} \right) - t}{L Ra_L^{-n}} \quad (15)$$

$$Ra_L = \frac{g \beta_f (T_{aleta} - T_{\infty}) L^3}{\nu_f \alpha_f} \quad (16)$$

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f} \quad (17)$$

$$\alpha_f = \frac{k_{ar}}{\rho c_p} \quad (18)$$

$$\nu_f = \frac{\mu_d}{\rho} \quad (19)$$

em que Nu_L representa o número de Nusselt, Ra_L é o número de Rayleigh, Pr é o número de Prandtl e g é a aceleração da gravidade ($m \cdot s^{-2}$). A variável geométrica x corresponde a influência do espaçamento entre as aletas (AN, KIM E KIM, 2012). Já para as propriedades do fluido, β_f constitui do coeficiente de expansão volumétrica ($^{\circ}C^{-1}$), α_f é a difusividade térmica ($m^2 \cdot s^{-1}$), ν_f é a viscosidade cinemática ($m^2 \cdot s^{-1}$), k_{ar}

é a condutividade térmica do ar, c_p é o calor específico à pressão constante, μ_d é a viscosidade dinâmica (N.s/m²), e ρ é a massa específica (kg/m³). Finalmente, as constantes C_1 , C_2 e n valem 0,25, 1,7 e 0,13, respectivamente. Segundo An, Kim e Kim (2012), a correlação é válida para os intervalos $9 \leq N \leq 72$, $10 \leq H \leq 30$ mm e $10^4 \leq Ra_L \leq 6 \times 10^5$ e apresenta um erro de $\pm 20\%$.

O coeficiente de transferência de calor convectivo do problema é calculado a partir de:

$$h = \frac{Nu_L k}{L} \quad (20)$$

De acordo com a Equação (16), para calcular o número de Rayleigh, deve-se conhecer a diferença entre as temperaturas da aleta e do ambiente. Como a temperatura da aleta depende das variáveis de projeto, utilizou-se a expressão da distribuição de temperatura no comprimento da aleta com condição de fronteira adiabática (INCROPERA et al., 2014):

$$\frac{\theta}{\theta_B} = \frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh m(H - x)}{\cosh mH} \quad (21)$$

onde,

$$T_b = -5000\pi D_i \left[\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k} \right] + T_{s,i} \quad (22)$$

$$m = \left(\frac{hP}{kA_{tr}} \right)^{1/2} \quad (23)$$

sendo, $P = 2L + 2t$ e $A_{tr} = Lt$.

A temperatura média de aleta é obtida da integração da Equação (21) ao longo de toda a superfície da aleta e dividindo o resultado pelo comprimento da aleta. Isso resulta em:

$$T_{aleta} = T_\infty + \frac{(T_b - T_\infty)}{mH \cosh mH} \sinh Hm \quad (24)$$

De acordo com Incropera et al. (2014), as propriedades de um fluido dependem da temperatura, essa variação deve-se pelo fato de existir uma camada limite que influencia o escoamento do fluido, modificando os valores das propriedades térmicas. Uma maneira de garantir o valor correto da propriedade é utilizar a temperatura da camada-limite média, conhecida como temperatura de filme:

$$T_f = \frac{T_{aleta} + T_{\infty}}{2} \quad (25)$$

Dessa forma, a otimização deve ser feita atualizando os valores das propriedades do ar (coeficiente de expansão volumétrica, massa específica, viscosidade cinemática, difusividade térmica, calor específico e condutividade térmica do ar). Essas propriedades são avaliadas com o auxílio da biblioteca CoolProp de propriedades termofísicas de fluidos. A biblioteca foi acoplada ao código do Matlab (BELL et al., 2014).

3.3 OTIMIZAÇÃO

Diante do equacionamento apresentado na seção anterior, o problema de otimização é formulado como:

$$\min_x V = \sqrt{(NLtH)^2} \quad (26)$$

sujeito a

$$q''\pi D_i L - \frac{T_{s,i} - T_{\infty}}{\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta h 2 H_c L N + h(\pi D_o L - N t L)}} = 0 \quad (27)$$

$$N t - \pi D_o \leq 0 \quad (28)$$

onde x é o vetor de variáveis de projeto (N ; t ; H). A restrição de igualdade dada pela Equação (12), é obtida em sua forma final, após a substituição das Equações (5) – (8) e (14) - (20). Esse aspecto é importante, pois tal substituição faz com que seja incluído

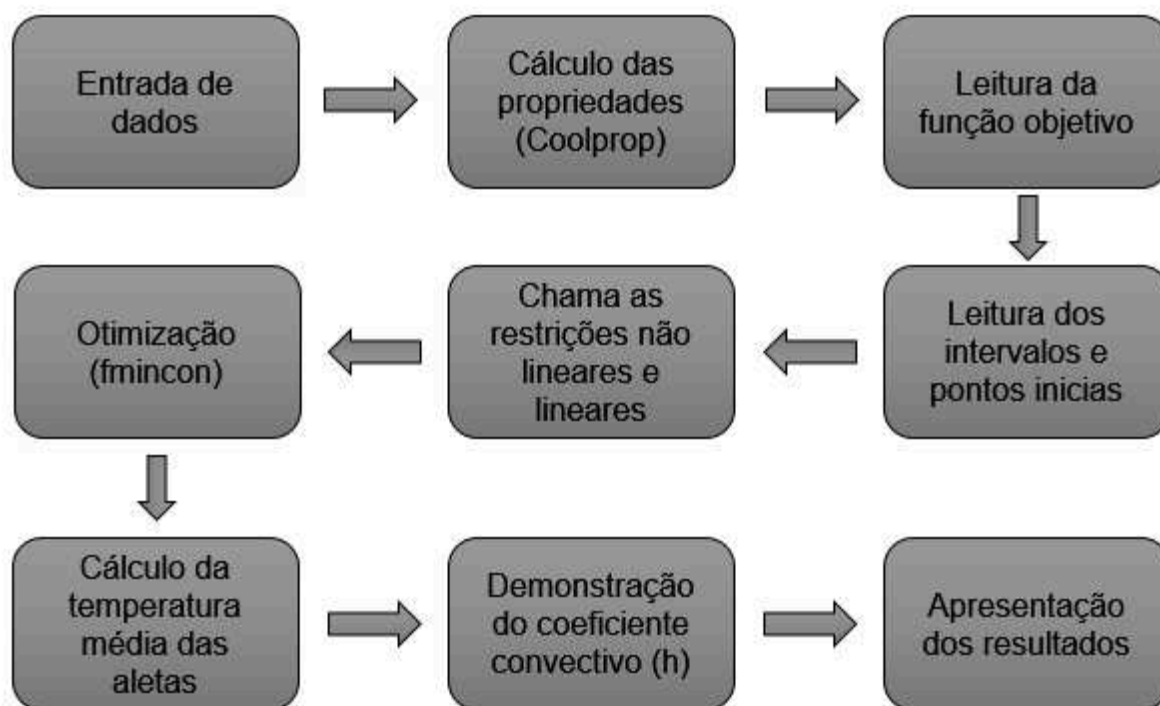
o efeito da variação do coeficiente de transferência de calor em função da alteração das variáveis de projeto a cada iteração que o programa executa.

O modelo analítico foi implementado no *software* Matlab e acoplado à função “fmincon”, que dispõe de diferentes algoritmos de otimização que podem ser utilizados para resolver problemas com restrições lineares e não lineares. Dentre os algoritmos disponibilizados, o “*INTERIOR POINT*” é recomendado pelo Matlab para a maioria dos problemas e foi selecionado para esta aplicação. Esse algoritmo é baseado no método da função penalização com barreira logarítmica (MATHWORKS, 2018), adequado para problemas com restrições de igualdade e desigualdade.

Além das restrições já estabelecidas na formulação de otimização, a função “fmincon” permite que seja definida uma faixa de variação das variáveis de projeto, configurando um domínio no qual a solução ótima estará contida. Os limites das faixas foram estipulados de acordo com a limitação da correlação de troca de calor em N e H. A faixa da espessura foi estabelecida em $1 \leq t \leq 5$ mm (PARK, et al., 2016).

A Figura 4 apresenta um fluxograma da otimização do modelo analítico via *software* Matlab. Inicialmente, os dados de entrada são inseridos, tais como as temperaturas do ambiente e do LED, o fluxo de calor que deve ser dissipado (5000 W/m²) e a estimativa para a temperatura média da aleta. As propriedades do ar são avaliadas via ferramenta Coolprop e a função objetivo é lida, juntamente com as faixas de variação estipuladas e as estimativas iniciais das variáveis de projeto. O algoritmo de otimização “fmincon” é executado e a solução ótima é encontrada. A temperatura média da aleta é avaliada para constatação de que o valor obtido é suficientemente próximo da estimativa inicial. Ao final, o coeficiente de transferência de calor é demonstrado.

Figura 4 - Fluxograma da otimização do modelo analítico via Matlab.



Fonte: Elaborada pelo autor.

3.4 MODELO EM VOLUMES FINITOS

O presente trabalho contemplou uma etapa de simulação em volumes finitos, com o objetivo de verificar os resultados obtidos com o modelo analítico. Realizaram-se simulações utilizando o pacote comercial de simulação em volumes finitos Ansys Fluent (ANSYS, 2018).

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), os códigos de simulação CFD são estruturados para diversos problemas. Dentre os métodos mais empregados, destaca-se o método dos volumes finitos. A metodologia de solução de um problema em volumes finitos, com uma ferramenta comercial de simulação, inicia com a construção de geometria e geração da malha espacial. Em seguida, as condições de contorno e as propriedades dos materiais do domínio são configuradas. Aspectos relacionados ao método numérico de solução devem ser corretamente selecionados. Arbitra-se uma estimativa inicial do campo e inicia-se o processo iterativo, que é executado até que o critério de convergência pré-definido seja atendido.

A solução do problema é definida para cada nó do volume de controle (célula). A precisão dos resultados depende dessa quantidade de células, ou seja, quanto mais

refinada for a malha, maior será a quantidade de nós e consequentemente os resultados serão mais confiáveis. O programa consiste em realizar três passos para solucionar o problema (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

1. Integração das equações sobre todos os volumes de controle (finitos) do domínio.
2. Conversão das equações integradas resultando em um sistema de equações algébricas.
3. Solução do sistema de equações algébricas por método iterativo.

Para o problema em questão, adotou-se uma geometria bidimensional. A equação da difusão de calor foi resolvida no domínio sólido, em regime permanente e sem geração de calor ($\nabla^2 T = 0$). As condições de contorno adotadas foram (i) fluxo de calor prescrito igual a 5000W/m^2 na superfície interna do dissipador (de diâmetro D_i) e (ii) convecção na superfície externa (de diâmetro D_e) e superfície das aletas, com coeficiente de transferência de calor obtido da simulação do modelo analítico e temperatura ambiente de 26°C . Naturalmente, a condutividade térmica do material foi a mesma empregada nos cálculos do modelo analítico. O campo de temperatura é inicializado em 26°C .

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados adquiridos da otimização com o modelo analítico e uma verificação através do modelo em volumes finitos.

4.1 RESULTADOS DO MODELO ANALÍTICO

Conforme apresentado no capítulo anterior, a otimização foi realizada tomando como função objetivo a Equação (26) e como restrições, as Equações (27) e (28). A solução obtida é exibida na Tabela 1 e sugere um volume de material de aproximadamente 34 cm³. Nota-se que o ponto de ótimo está sobre os limites inferior e superior da espessura (t) e do comprimento (H) da aleta, respectivamente, indicando que soluções de menor volume poderiam ser obtidas com espessuras menores e comprimentos maiores. Como já mencionado, o limite máximo de H foi estabelecido com base na validade da correlação empírica utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

Tabela 1 - Resultado do modelo analítico através da otimização via Matlab.

N (—)	t (mm)	H (mm)	Volume (cm ³)	Nu (—)	h (W/m ² K)
22,39	1	30	33,59	10,77	5,94

Fonte: Elaborada pelo autor.

Ainda segundo a Tabela 1, percebe-se que a solução ótima exige um número não inteiro de aletas (impossível na forma construtiva), igual a 22,39. Na prática, o número é arredondado para cima (23 aletas) com o objetivo de garantir que a temperatura do LED não será ultrapassada. Essa alteração provoca um aumento de volume de material, que passa para 34,5 cm³.

Devido ao diâmetro externo do dissipador de calor ser 60 mm, o perímetro disponível para posicionamento das aletas é de 188,5 mm. A restrição de desigualdade está inativa na solução, pois a configuração ótima indicou um perímetro de base de 23 mm (N x t), ocupando aproximadamente 12,2% do limite. Isso significa que o espaçamento entre aletas é de 7,2 mm.

Como a solução da otimização coincide com o limite inferior da espessura (t), foi proposta uma análise de sensibilidade desta variável de projeto para verificar seu

impacto na solução ótima do dissipador. Conforme a Tabela 2, a espessura afeta sensivelmente a solução. A redução da espessura mínima de 1 mm para 0,5 mm provoca uma redução proporcional no volume (de 33,59 cm³ para 16,91 cm³). Por outro lado, um aumento de 1 mm para 4 mm, provoca um aumento de quase 5 vezes no volume (de 33,59 cm³ para 161,39 cm³), pois também ocorre um incremento no número de aletas. Nota-se ainda que o número de Nusselt diminui com o aumento da espessura, indicando uma redução do desempenho da troca de calor. Apesar do mínimo volume estar associado à $t = 0,5$ mm, as demais análises serão conduzidas com $t = 1$ mm, supondo dificuldade de fabricação de espessuras menores que esse valor (PARK et al., 2016).

Tabela 2 - Análise do impacto da variação da espessura da aleta na solução ótima.

t (mm)	N (—)	H (mm)	Nu (—)	h (W/m ² K)	Volume (cm ³)
0,5	22,55	30	10,83	5,97	16,91
1	22,39	30	10,77	5,94	33,59
2	23,16	30	10,39	5,74	69,47
3	25,32	30	9,59	5,29	113,92
4	26,90	30	8,59	4,74	161,39

Fonte: Elaborada pelo autor.

Em virtude da necessidade de cálculo das propriedades do fluido, estima-se, no início da simulação, um valor para a temperatura média da aleta inicial, $T_{\text{aleta},i}$. Conforme a Equação (24), a temperatura da aleta depende da geometria do dissipador. Dessa maneira, após a otimização, calcula-se o valor correto da mesma com a solução encontrada, T_{aleta} .

A Tabela 3 apresenta resultados de duas otimizações, considerando diferentes estimativas iniciais para temperatura média de aleta inicial ($T_{\text{aleta},i}$). Na primeira linha, utilizou-se como estimativa o valor 333,88K, que é muito próximo da temperatura de base (334,15K = 61°C). Depois da otimização, avaliou-se a temperatura média da aleta (T_{aleta}) e obteve-se 333,28K, o que é um resultado muito próximo daquele já estimado inicialmente. Para efeito de comparação, a segunda linha da Tabela 2 apresenta os resultados obtidos para uma estimativa inicial de $T_{\text{aleta},i} = 299,20$ K, que é a própria temperatura ambiente. Nessa situação, a temperatura média da aleta calculada ao final da otimização retorna um valor $T_{\text{aleta}} = 333,80$ K, que é muito

superior à estimativa inicial e indica uma escolha inadequada de seu valor. Naturalmente, isso afeta os resultados, e um desvio de 12,04% entre os valores ótimos para quantidade e volume das aletas é observado. Contudo, independentemente da estimativa inicial, percebe-se que a temperatura da aleta se aproxima muito da temperatura da base, o que indica uma aleta com eficiência próxima de 100%. Portanto, conclui-se que uma boa estimativa inicial para temperatura média de aleta inicial é um valor próximo a 333,88K. Neste caso, utilizou-se o valor médio das temperaturas iniciais, 333,5K.

Tabela 3 - Análise do impacto da variação da temperatura da aleta inicial nos resultados da otimização.

$T_{\text{aleta},i}$ (K)	$N(-)$	t (mm)	H (mm)	V (cm ³)	h (W/m ² K)	T_{aleta} (K)
333,88	22,29	1	30	33,43	5,95	333,28
299,20	25,34	1	30	38,01	5,74	333,80

Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.1 Análise de robustez

A análise de robustez tem o intuito de avaliar a sensibilidade da solução ótima em relação aos limites dos intervalos e às estimativas iniciais das variáveis de projeto. Nesta seção, analisa-se também o efeito das variáveis de projeto no valor do coeficiente de transferência de calor.

Primeiramente, verifica-se o efeito dos intervalos de H , t e N . A Tabela 4 apresenta os resultados para quatro configurações de intervalos, delimitados pelos valores mínimo e máximo (mín. – máx.). Percebe-se que, independentemente dos limites empregados, a solução do problema permanece a mesma.

Tabela 4 - Análise de robustez da variação dos intervalos das variáveis de projeto.

ΔH (mm)	Δt (mm)	$\Delta N(-)$	t (mm)	H (mm)	$N(-)$	h (W/m ² K)
10 - 30	1 - 8	9 - 36	1	30	22,39	5,94
25 - 30	1 - 5	9 - 25	1	30	22,39	5,94
15 - 30	1 - 100	1 - 30	1	30	22,39	5,94
0,1 - 30	1 - 100	1 - 50	1	30	22,39	5,94

Fonte: Elaborada pelo autor.

Em seguida, a estimativa inicial do processo iterativo foi variada. Uma eventual alteração da solução ótima em virtude da estimativa inicial é um indicativo da existência de múltiplos mínimos locais. Os intervalos de limite superior e inferior foram mantidos constantes nesta etapa. O problema de minimização foi resolvido para três estimativas iniciais diferentes e os resultados são apresentados na Tabela 5. Nota-se que a solução não varia com a estimativa inicial, o que é um indicativo que a solução representa o ótimo global no intervalo analisado.

Tabela 5 - Análise de robustez da variação dos valores iniciais das variáveis de projeto.

$x_o(H)$	$x_o(t)$	$x_o(N)$	t (mm)	H (mm)	N (—)	h (W/m ² K)
20	5	15	1	30	22,39	5,94
100	10	20	1	30	22,39	5,94
900	90	30	1	30	22,39	5,94

Fonte: Elaborada pelo autor.

Por último, avalia-se o efeito das variáveis de projeto no valor do coeficiente de transferência de calor. A Tabela 6, exibe os resultados. Nas primeiras três linhas, verifica-se o impacto do número de aletas, e percebe-se que o coeficiente convectivo diminui com o aumento da quantidade de aletas. Em seguida, a influência do comprimento da aleta é avaliada e nota-se que o coeficiente de troca de calor aumenta com o incremento da variável. Finalmente, as duas últimas linhas mostram que um aumento da espessura provoca uma redução do coeficiente de transferência de calor. Esses resultados estão alinhados com a correlação empírica de An, Kim e Kim (2012) (Equações 14 e 15). Do ponto de vista físico, com o aumento do número de aletas, o coeficiente de transferência de calor diminui devido a sobreposição da camada limite e o aumento da área superficial ($\eta A_a + A_b$), que consequentemente aumenta o efeito da mesma (AN, KIM e KIM, 2012).

Para a espessura das aletas, o aumento do coeficiente de transferência de calor convectivo deve-se pelo aumento do número de Nusselt devido ao maior espaço entre as aletas, permitindo maior espaço para ocorrer a convecção de calor (PARK et al., 2016)

Em relação ao ponto ótimo, quando se aumenta e se diminui o número de aletas em uma unidade, ocorre uma variação percentual no coeficiente de transferência de calor convectivo de -1,19% e +1,36%, respectivamente. Por outro

lado, ao incrementar e decrementar o comprimento em 1 mm, o coeficiente convectivo varia +0,34% e -0,17%. Finalmente, um aumento da espessura da aleta de 0,5mm (de 1mm para 1,5mm) provoca uma redução de 1,02% no coeficiente convectivo, enquanto que uma redução dessa grandeza do mesmo valor, provoca um aumento do coeficiente em 0,85%. Tais tendências de variação da solução ótima em função das variáveis de projeto acompanham as conclusões obtidas por Costa e Lopes (2014).

Tabela 6 - Análise da variação do coeficiente convectivo de transferência de calor alterando a geometria próximo ao ponto ótimo.

t (mm)	N (—)	H (mm)	h (W/m ² K)
1	23	30	5,89
1	22	30	5,97
1	24	30	5,82
1	23	31	5,91
1	23	29	5,88
0,5	23	30	5,94
1,5	23	30	5,83

Fonte: Elaborada pelo autor.

4.1.2 Verificação do ponto de mínimo via Matlab

Nesta seção, o objetivo é certificar se o ponto de ótimo obtido corresponde ao ponto de mínimo valor da função objetivo. Para tanto, são prescritos valores para as variáveis de projeto na vizinhança do ponto de ótimo e verifica-se se o valor da função objetivo aumenta ou diminui. A expectativa é que, se o ponto for de mínimo, qualquer avaliação da função objetivo na vizinhança desse ponto, retorna um valor superior ao valor da função no ponto de ótimo. Naturalmente, deve-se garantir que as restrições continuem sendo atendidas nos pontos vizinhos.

Inicia-se fixando um valor de comprimento $H = 29$ mm, ou seja, um pouco menor que o valor da solução ótima (30 mm). A espessura é prescrita no valor ótimo, $t = 1$ mm. Executa-se a simulação, calculando qual é quantidade de aletas que atende às restrições. A Tabela 7 mostra os resultados, em que a primeira linha é o resultado da simulação original e a segunda linha corresponde ao caso modificado. Nota-se um aumento do volume de material. Em seguida, a espessura foi fixada em 2 mm e o

comprimento em 30 mm (valor da solução original). A simulação é executada, fornecendo um novo valor para a quantidade de aletas e um volume superior àquele obtido na solução original. Conclui-se, portanto, que a solução obtida corresponde ao ponto de mínimo valor da função objetivo.

Tabela 7 - Análise da verificação do ponto de mínimo via Matlab com a variação da geometria.

H (mm)	N (—)	t (mm)	h (W/m ² K)	Volume (cm ³)
30,0	22,39	1	5,94	33,59
29,0	23,66	1	5,83	34,31
30,0	23,16	2	5,74	69,47
30,0	22,39	2	5,81	67,17

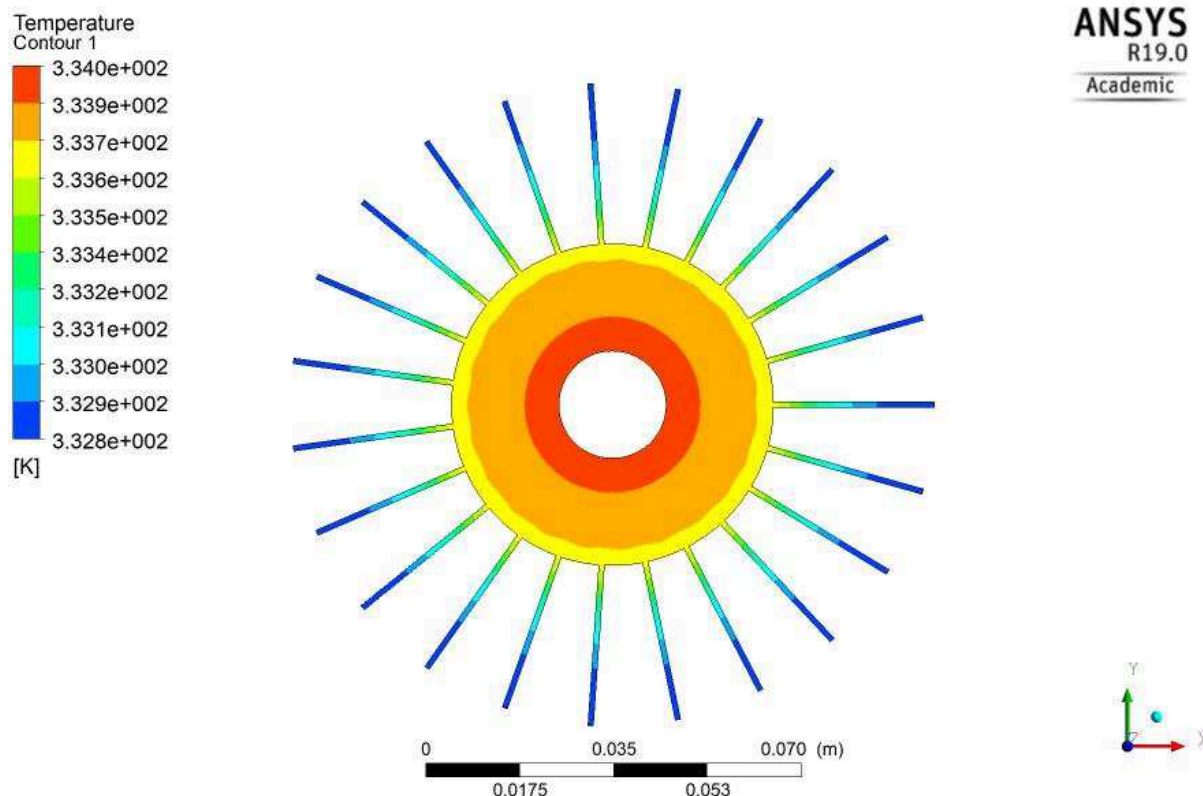
Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2 RESULTADOS DO MODELO EM VOLUME FINITOS

Um modelo em volumes finitos foi desenvolvido, utilizando o código comercial de simulação Fluent (ANSYS, 2018). O objetivo é realizar uma verificação dos resultados obtidos com o modelo analítico.

Primeiramente, uma geometria é construída com os dados obtidos da simulação com o modelo analítico ($H = 30$ mm; $t = 1$ mm; $N = 23$). A malha é gerada, as condições de contorno são prescritas, e a simulação é executada. A Figura 5 mostra o campo de temperatura no dissipador. Nota-se que a temperatura é praticamente uniforme, com valor mínimo e máximo de 59,65°C e 60,85 °C, em que o valor máximo ocorre na superfície interna, junto ao LED. Esse valor é muito próximo do valor fixado para as análises do modelo analítico, 61°C. Isso é um indicativo de que o modelo analítico foi implementado corretamente.

Figura 5 - Resultado do modelo em volumes finitos da lâmpada LED com a configuração ótima.



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2.1 Análise refino de malha

A malha computacional afeta a qualidade da solução via volumes finitos. Por isso, realizou-se uma análise para verificar o efeito do refino de malha na solução.

Os resultados da Figura 5 foram obtidos com uma malha de 8192 pontos. Uma malha com 34986 pontos foi gerada e utilizada nas simulações. Os resultados mostraram que não houve uma alteração significativa dos valores de temperatura. A malha mais refinada indicou uma temperatura de superfície interna de 333,97 K (60,82°C), que é praticamente a mesma temperatura obtida com a primeira simulação (60,85°C). Logo, pode-se utilizar a malha menos refinada, que demanda menor esforço computacional.

4.2.2 Verificação do ponto de mínimo via volumes finitos

Nesta etapa, realizou-se uma verificação do ponto de mínimo através do método via volumes finitos. Isso foi feito através da variação dos parâmetros geométricos em torno do resultado ótimo, mas garantido o volume de material constante de $34,5 \text{ cm}^3$, que corresponde ao volume mínimo. O intuito destas simulações é de analisar a temperatura de base. Deve-se verificar que qualquer outra geometria que possua o mesmo volume da geometria ótima apresentará a temperatura interna superior a $60,85^\circ\text{C}$. Para cada simulação, o coeficiente de transferência de calor convectivo foi modificado de acordo com a correlação empírica de An, Kim e Kim (2012).

A Tabela 8 mostra os resultados das simulações. A Simulação 1 é referente ao caso original. A segunda linha (Simulação 2) exhibe resultados obtidos para uma geometria com aletas um pouco mais curtas ($H = 28,75 \text{ mm}$), mas em maior quantidade ($N = 24$), de modo que o volume de material é mantido o mesmo do caso original. Nota-se um aumento da temperatura da superfície interna (junto ao LED) de $60,85^\circ\text{C}$ para $61,37^\circ\text{C}$. A terceira linha (Simulação 3) mostra um caso em que a espessura foi incrementada de 1 mm para 2 mm e o comprimento foi reduzido para 15 mm . Nesse caso, a temperatura máxima do domínio sofre uma elevação ainda maior, de $60,85^\circ\text{C}$ para $93,54^\circ\text{C}$. Esses resultados corroboram com aqueles obtidos com o modelo analítico, de que a geometria ótima é dada pela combinação $H = 30 \text{ mm}$, $t = 1 \text{ mm}$ e $N = 23$ aletas. As Figura 6 e Figura 7 mostram os campos de temperatura referente às simulações 2 e 3.

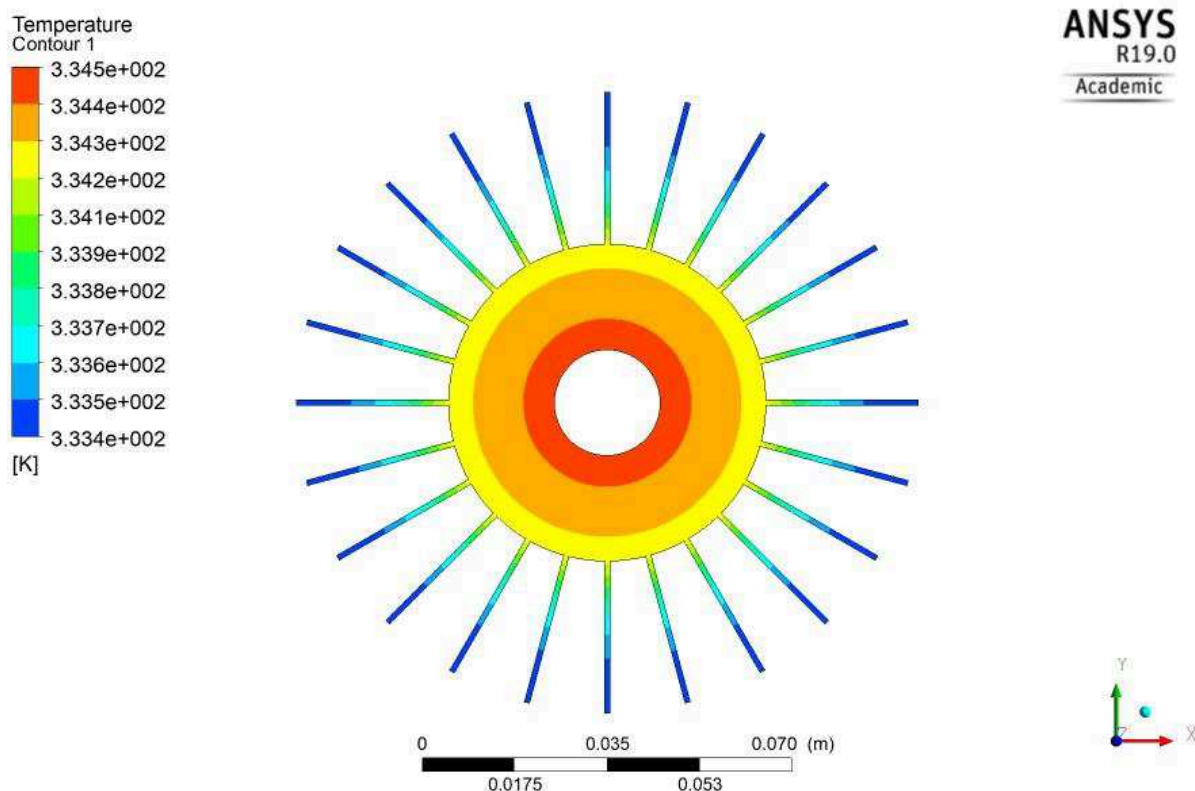
Tabela 8 - Análise de confiabilidade dos resultados no CFD variando os parâmetros da geometria com volume de material constante.

Simulação	H (mm)	N (mm)	t (mm)	h ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	$T_{\text{base}}(^{\circ}\text{C})$
1	30,00	23	1	5,89	60,85
2	28,75	24	1	5,79	61,37
3	15,00	23	2	5,32	93,54

Fonte: Elaborada pelo autor.

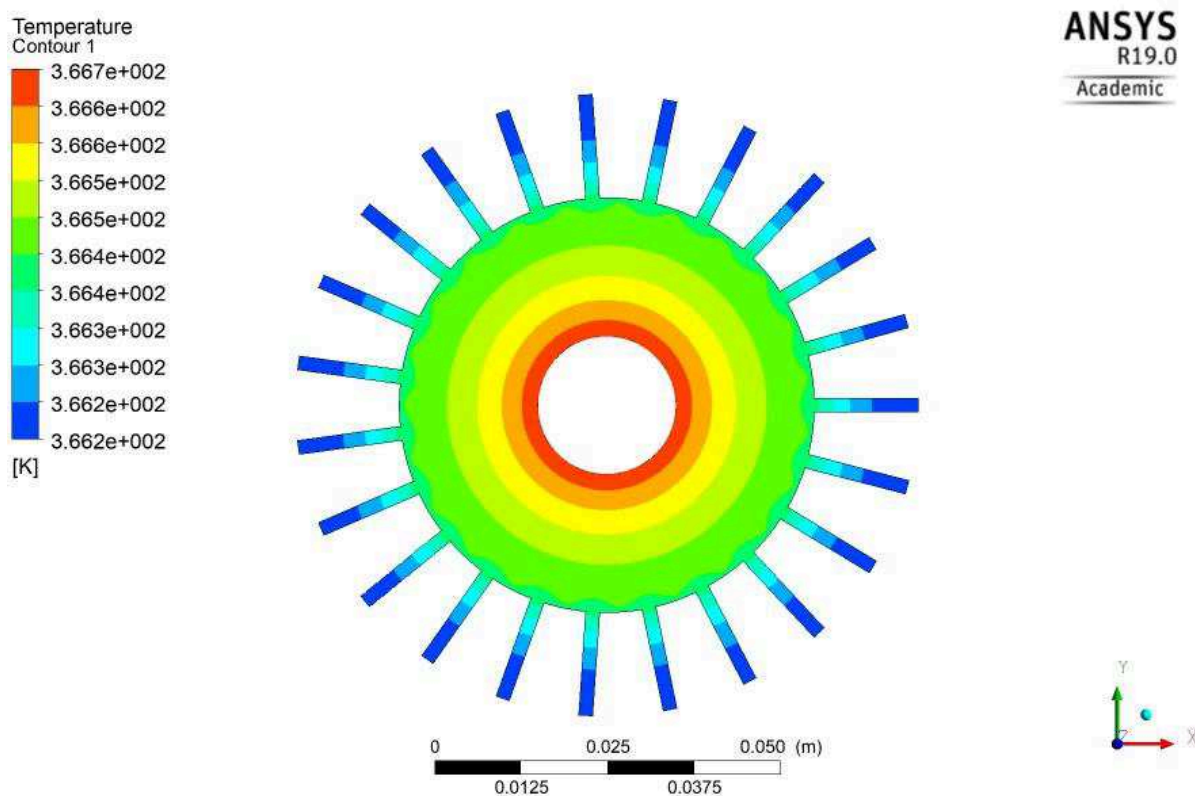
A seguir apresenta-se a Figura 6 e Figura 7 na qual contempla as simulações da Tabela 8.

Figura 6 - Resultado da verificação do ponto de mínimo em volumes finitos (Simulação 2).



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 7 - Resultado da verificação do ponto de mínimo em volumes finitos (Simulação 3).



Fonte: Elaborada pelo autor.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou um modelo teórico para otimização de aletas em lâmpadas LED. A função objetivo consiste em minimizar o volume de material do dissipador, ao passo que restrições de espaço e temperatura do LED devem ser respeitadas. O modelo final foi construído a partir do acoplamento de um modelo analítico, baseado em resistência térmica equivalente, com um algoritmo de otimização disponível em plataforma MATLAB.

Com o modelo pronto, calculou-se a solução ótima capaz de remover um fluxo de calor de 5000 W/m^2 (com base em uma superfície de 20 mm de diâmetro por 50 mm de comprimento), mantendo a temperatura máxima do LED em 61°C . O resultado obtido revelou um dissipador radial formado por 23 aletas (N) retangulares, com comprimento (H) de 30 mm e espessura (t) de 1 mm, conferindo um volume de material de $34,5 \text{ cm}^3$. Deve-se destacar que esses resultados foram obtidos dentro dos seguintes intervalos: $9 \leq N \leq 72$, $10 \leq H \leq 30 \text{ mm}$ e $1 \leq t \leq 5 \text{ mm}$. A troca de calor entre o dissipador e a vizinhança foi modelada apenas considerando o mecanismo de convecção natural, via correlação disponível na literatura.

Foram realizadas verificações quanto à robustez do modelo analítico e quanto ao ponto de ótimo, concluindo-se que este é o ponto de mínimo global dentro do intervalo analisado. Verificações adicionais foram feitas através de um modelo numérico, construído em volumes finitos e em uma plataforma comercial (Fluent). Primeiramente, uma geometria bidimensional foi desenvolvida com os dados da solução ótima obtidos do modelo analítico. Os resultados dos dois modelos se mostraram muito próximos com uma diferença de temperatura junto ao LED de $0,15^\circ\text{C}$. Em seguida, foi realizada uma análise para verificação do ponto de mínimo via o método de volumes finitos. Os resultados corroboraram com aqueles obtidos através do modelo analítico.

Indicam-se as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Avaliar o volume mínimo do dissipador considerando uma faixa mais larga de comprimento de aleta. Para tanto, deve-se adotar uma correlação apropriada;
- Validar os resultados com dados experimentais;
- Implementar outras geometrias de dissipador, como aquelas de perfil triangular e parabólico;

- Incluir o efeito da radiação na troca de calor. Certamente, a radiação afeta a troca, pois o regime de convecção é natural.

REFERÊNCIAS

- AHMED, Hamdi E. et al. Optimization of thermal design of heat sinks: A review. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 118, p.129-153, mar. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.099>.
- AN, Byoung Hoon; KIM, Hyun Jung; KIM, Dong-kwon. Nusselt number correlation for natural convection from vertical cylinders with vertically oriented plate fins. **Experimental Thermal And Fluid Science**, [s.l.], v. 41, p.59-66, set. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.03.010>.
- ANSYS. **Fluids**. Disponível em: <<https://www.ansys.com/products/fluids>>. Acesso em: 16 set. 2018.
- BELL, Ian H. et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. **Industrial & Engineering Chemistry Research**, [s.l.], v. 53, n. 6, p.2498-2508, 27 jan. 2014. American Chemical Society (ACS). <http://dx.doi.org/10.1021/ie4033999>.
- COSTA, Vítor A.f.; LOPES, António M.g.. Improved radial heat sink for led lamp cooling. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 70, n. 1, p.131-138, set. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.068>.
- HUANG, Cheng-hung; WANG, Guan-jie. A design problem to estimate the optimal fin shape of LED lighting heat sinks. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 106, p.1205-1217, mar. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.10.101>.
- INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: Gen, 2014. 672 p.
- JANG, Daeseok et al. The orientation effect for cylindrical heat sinks with application to LED light bulbs. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 71, p.496-502, abr. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.12.037>.
- JANG, Daeseok; YOON, Se-jin; LEE, Kwan-soo. Optimum design of a radial heat sink with a fin-height profile for high-power LED lighting applications. **Applied Energy**, [s.l.], v. 116, p.260-268, mar. 2014. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.11.063>.
- JANG, Daeseok; YU, Seung-hwan; LEE, Kwan-soo. Multidisciplinary optimization of a pin-fin radial heat sink for LED lighting applications. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 55, n. 4, p.515-521, jan. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.11.016>.
- KIM, Dong-kwon. Thermal optimization of plate-fin heat sinks with fins of variable thickness under natural convection. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 55, n. 4, p.752-761, jan. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.10.034>.

MAJI, Ambarish; BHANJA, Dipankar; PATOWARI, Promod Kumar. Numerical investigation on heat transfer enhancement of heat sink using perforated pin fins with inline and staggered arrangement. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 125, p.596-616, out. 2017. Elsevier BV.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.053>.

MATHWORKS. **Choosing the Algorithm**: fmincon Algorithms. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/optim/ug/choosing-the-algorithm.html>>. Acesso em: 16 jul. 2018.

MATHWORKS. **Constrained Nonlinear Optimization Algorithms**. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/optim/ug/constrained-nonlinear-optimization-algorithms.html#brnpd5f>>. Acesso em: 02 set. 2018.

MATHWORKS. **First-Order Optimality Measure**. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/help/optim/ug/first-order-optimality-measure.html#brhkgvh-48>>. Acesso em: 02 set. 2018.

NARENDRAN, Nadarajah; GU, Yimin. Life of LED-Based White Light Sources. **Journal Of Display Technology**. New York, p. 167-171. set. 2005.

PARK, Dong Ho et al. A parametric study on heat dissipation from a LED-lamp. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 108, p.1261-1267, set. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.032>.

PARK, Seung-jae; LEE, Kwan-soo. Orientation effect of a radial heat sink with a chimney for LED downlights. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 110, p.416-421, jul. 2017. Elsevier BV.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.062>.

SHEN, Qie et al. Orientation effects on natural convection heat dissipation of rectangular fin heat sinks mounted on LEDs. **International Journal Of Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 75, p.462-469, ago. 2014. Elsevier BV.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.085>.

VERSTEEG, H K; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: THE FINITE VOLUME METHOD**. London: Pearson Prentice Hall, 2007.